

51

Int. Cl. 2:

F 15 B 13/02

19 **BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**

F 16 H 39/44

B 60 K 17/10

DEUTSCHES  **PATENTAMT**

DE 27 51 663 A 1

11

Offenlegungsschrift 27 51 663

21

Aktenzeichen:

P 27 51 663.8

22

Anmeldetag:

18. 11. 77

23

Offenlegungstag:

24. 5. 78

30

Unionspriorität:

32 33 31

19. 11. 76 Finnland 763330

54

Bezeichnung:

Hydrostatische Kraftübertragungsanordnung mit Belastungsausgleich

71

Anmelder:

Rauma-Repola Oy, Tampere (Finnland)

74

Vertreter:

Liedl, G., Dipl.-Phys.; Nöth, H., Dipl.-Phys.; Zeitler, G., Dipl.-Ing.;
Pat.-Anwälte, 8000 München

72

Erfinder:

Kosonen, Esko, Dipl.-Ing., Tampere (Finnland)

DE 27 51 663 A 1

2751663

Liedl, Nöth, Zeitler

Patentanwälte

Neue Tel.-Nr. 089/225471

8000 München 22 · Steinsdorfstraße 21 - 22 · Telefon 089 / 29 84 62

Patentanspruch

Hydrostatische Kraftübertragungsanordnung mit Belastungsausgleich mit einem Antriebsmotor, z. B. einer Verbrennungskraftmaschine, welcher bzw. welche eine oder mehrere Hydraulikpumpen, insbesondere mit einstellbarem Volumen, antreibt, von denen jede zur Lieferung eines Druckmediums mit einem hydraulischen Kreislauf verbunden ist, an welchen jeweils eine hydraulische Betätigungseinrichtung angeschlossen ist, einer hydraulisch gesteuerten Wegeventilgruppe, welche den Druckmediumsfluß jedes Kreislaufs zur hydraulischen Betätigungseinrichtung steuert, und mit jeweils in den hydraulischen Kreisläufen in der Hauptströmungsleitung zwischen der Hydraulikpumpe und der Wegeventilgruppe angeordneten Druckverringerungsventilen zur Verringerung des Maximaldrucks in jedem hydraulischen Kreislauf, wobei im Normalbetrieb jede Hydraulikpumpe bei ihrem maximalen Einstellwinkel, d. h. mit maximal eingestelltem Volumen, bei möglichst niedriger Drehzahl des Antriebsmotors arbeitet, dadurch gekennzeichnet, daß dann, wenn die Belastung eines oder mehrerer Betätigungseinrichtungen aufgrund der durch einen Steuerimpuls definierten Bewegungsbelastung und/oder Bewegungsgeschwindigkeit der Betätigungseinrichtungen einen höheren Druck des Druckmediums und/oder eine stärkere Erzeugung an Druckmedium erfordert, als im jeweiligen hydraulischen Kreislauf vorhanden ist, und nachdem der Steuerdruck des oder der entsprechenden Wegeventile (58, 59) einen bestimmten voreingestellten Wert erreicht oder überschritten hat, durch das entsprechende Wegeventil (58 bzw. 59)

809821/0965

B 8526 N/L1

ORIGINAL INSPECTED

eine Verbindung geöffnet wird, welche von der Druckleitung bzw. dem Kanal des entsprechenden Wegeventils zu einer Kraftbedarfsleitung (66, 67) führt, die ihrerseits zu einem hydraulischen Steuer- bzw. Betätigungsglied (65) geführt ist, welches den Betrieb bzw. die Stellung eines Einstellgliedes (64) überwacht, das zur Einstellung der Drehzahl des Antriebsmotors (53) dient, so daß aufgrund der erhöhten Belastung automatisch ein Belastungsausgleichsimpuls durch die Kraftbedarfsleitung zur Einstellung der Drehzahl des Antriebsmotors in Abhängigkeit von dem hydraulischen Steuer- bzw. Betätigungsglied (65) und dem Einstellglied (64) erzielt wird, und daß die Drehzahl des Antriebsmotors (53) in Abhängigkeit von dem hydraulischen Kreislauf eingestellt wird, in welchem die höchste Drehzahl für die jeweilige Hydraulikpumpe (54 bzw. 55) erforderlich ist, während eine Überproduktion der restlichen Hydraulikpumpen (54, 55) durch eine Belastungsausgleichimpulssteuerung für jede Pumpe vermieden ist.

2751663

Liedl, Nöth, Zeitler

Patentanwälte

Neue Tel.-Nr. 089/229441

8000 München 22 · Steinsdorfstraße 21 - 22 · Telefon 089 / 29 84 62

3

RAUMA-REPOLA OY

Lokomon Tehtaat, PL 306-307, 33 101 Tampere 10, Finland

Hydrostatische Kraftübertragungsanordnung mit Belastungsausgleich

809821/0965

B 8526

Hydrostatische Kraftübertragungsanordnung mit Belastungsausgleich

Die Erfindung betrifft eine hydrostatische Kraftübertragungsanordnung mit Belastungsausgleich mit einem Antriebsmotor, beispielsweise einer Verbrennungsmaschine, welcher bzw. welche eine oder mehrere Hydraulikpumpen, insbesondere mit einstellbarem Volumen, antreibt, von denen jede zur Lieferung eines Druckmediums mit einem hydraulischen Kreislauf verbunden ist, an welchen jeweils eine hydraulische Betätigungseinrichtung angeschlossen ist, einer hydraulisch gesteuerten Wegeventilgruppe, welche den Druckmediumsfluß jedes Kreislaufs zur hydraulischen Betätigungseinrichtung steuert, und mit jeweils in den hydraulischen Kreisläufen in den Hauptflußleitungen zwischen der Hydraulikpumpe und der Wegeventilgruppe angeordneten Druckverringerungsventilen zur Verringerung des Maximaldrucks in jedem hydraulischen Kreislauf, wobei im Normalbetrieb jede Hydraulikpumpe bei ihrem maximalen Einstellwinkel, d.h. mit maximal eingestelltem Volumen, arbeitet, während die Drehzahl des Antriebsmotors so niedrig als möglich ist.

Bei einem derartigen hydrostatischen Kraftübertragungssystem ist der Wirkungsgrad des Systems ziemlich niedrig, und die Drehzahl des Antriebsmotors des Systems kann entweder nur manuell eingestellt werden oder die Drehzahl kann nur auf einem konstanten Wert gehalten werden.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, eine hydrostatische Kraftübertragungsanordnung mit Belastungsausgleich zu schaffen, die unter Berücksichtigung der Sicherheits- und Wirtschaftlichkeitserfordernisse mit verringertem Wirkungsgradverlust arbeitet und welche man in

809821/0965

eine hydraulische Arbeitsmaschine einbauen kann.

Diese Aufgabe wird bei der hydrostatischen Kraftübertragungsanordnung der eingangs genannten Art erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß dann, wenn die Belastung einer oder mehrerer Betätigungseinrichtungen aufgrund der durch einen Steuerimpuls definierten Bewegungsbelastung und/oder der Bewegungsgeschwindigkeit der Betätigungseinrichtungen einen höheren Druck des Druckmediums und/oder eine stärkere Erzeugung an Druckmedium erfordert, als im jeweiligen hydraulischen Kreislauf vorhanden ist, und nachdem der Steuerdruck des bzw. der entsprechenden Wegeventile einen bestimmten voreingestellten Wert erreicht oder überschritten hat, durch das entsprechende Wegeventil eine Verbindung geöffnet wird, welche von der Druckleitung bzw. dem Kanal des entsprechenden Wegeventils zu einer Druckbedarfsleitung führt, die ihrerseits zu einem hydraulischen Steuer- bzw. Betätigungsglied geführt ist, welches den Betrieb bzw. die Stellung eines Einstellgliedes überwacht, das zur Einstellung der Drehzahl des Antriebsmotors dient, so daß aufgrund der erhöhten Belastung automatisch ein Belastungsausgleichsimpuls durch die Druckbedarfsleitung zur Einstellung der Drehzahl des Antriebsmotors in Abhängigkeit von dem hydraulischen Steuer- bzw. Betätigungsglied und dem Einstellglied erzielt wird, und daß die Drehzahl des Antriebsmotors in Abhängigkeit von dem hydraulischen Kreislauf eingestellt wird, in welchem die höchste Drehzahl für die jeweilige Hydraulikpumpe erforderlich ist, während eine Überproduktion durch die restlichen Pumpen durch eine Belastungsausgleichsimpulssteuerung für jede Pumpe vermieden ist.

Bei der Erfindung kann an jedes Wegeventil, welches der jeweiligen hydraulischen Betätigungseinrichtung zugeordnet ist, ein Steuerimpuls geliefert werden. Es findet dann ein Vergleich zwischen der gewünsch-

ten und der tatsächlichen Bewegung der Betätigungseinrichtung in dem jeweiligen Wegeventil statt. Wenn ein Unterschied zwischen dem gewünschten und dem tatsächlichen Bewegungsablauf vorhanden ist, wird vom Wegeventil entlang der Druckbedarfsleitung ein Belastungsausgleichsimpuls zum Antriebsmotor, beispielsweise zur Einspritzpumpe eines Dieselmotors, gesendet. Die Einspritzpumpe stellt die Drehzahl des Antriebsmotors entsprechend dem Bedarf ein.

Die Hydraulikpumpen im Kraftübertragungssystem können als regelbare Pumpen ausgebildet sein, welche im Normalbetrieb bei maximalen Einstellwinkeln arbeiten, so daß die Drehzahl des Antriebsmotors so niedrig wie möglich gehalten werden kann. Die Regeleinrichtungen der Pumpen enthalten eine hydraulische Maximalkraftsteuereinrichtung, welche eine Überlastung des Antriebsmotordrehmoments verhindert. Die Regeleinrichtungen umfassen außerdem eine Verringerung des Maximaldrucks im hydraulischen Medium. Daneben können die Pumpen eine Einstelleinrichtung zur Winkeleinstellung aufgrund des Belastungsausgleichsimpulses aufweisen. Diese Winkeleinstellung wird zur Verringerung der Produktion verwendet, wenn die Drehzahl des Antriebsmotors momentan zu hoch ist, was bei einem System mit mehreren Pumpen häufig auftreten kann. In einem Kraftübertragungssystem mit mehreren Pumpen kann die Drehzahl des Antriebsmotors in Abhängigkeit von dem hydraulischen Pumpenkreislauf gesteuert sein, in welchem die höchste Drehzahl erforderlich ist. Eine Überproduktion der anderen Pumpen wird dann durch die Belastungsausgleichsimpulssteuerung für jede Pumpe vermieden. Wenn daher von einer einzelnen Pumpe eine hohe Drehzahl gefordert wird, führt dies nicht zu einer Überproduktion bzw. zu Kraftverlusten in den anderen Pumpen.

Bei der hydrostatischen Kraftübertragungsanordnung nach der Erfindung ergibt sich der Vorteil eines erhöhten Wirkungsgrades, und

809821/0965

außerdem ist der Energiebedarf des Antriebsmotors verbessert aufgrund der richtig eingestellten Motordrehzahl. Wenn als Antriebsmotor eine Verbrennungskraftmaschine verwendet wird, läßt sich die Drehzahl verringern. Während des Betriebs resultiert hieraus ein Herabsetzen des Geräuschpegels, was sich durch Geräuschpegelmessungen nachweisen läßt.

Ein weiterer Vorteil hinsichtlich des Energiebedarfs besteht noch darin, daß wegen des geringen Gewichts der Steuereinrichtungen eine gleichzeitige Steuerung bzw. Regelung für die einzelnen Betätigungseinrichtungen unabhängig voneinander möglich ist. Bei bekannten Kraftübertragungssystemen muß die Bedienungsperson die Ergebnisse, welche aus vier bis fünf getrennten Steuersituationen, welche sich gegenseitig beeinflussen, überwachen und ständig einzelne Steuerimpulse in Abhängigkeit von den Änderungen der Belastungssituationen korrigieren. Bei der hydrostatischen Kraftübertragungsanordnung nach der Erfindung ist es demgegenüber nicht mehr notwendig, daß die Bedienungsperson ständig den Betrieb überwacht und an die während des Betriebs auftretenden Erfordernisse anpaßt.

In den Figuren ist ein Ausführungsbeispiel der Erfindung dargestellt. Anhand dieser Figuren soll die Erfindung noch näher erläutert werden. Es zeigen:

- Fig. 1 ein Blockschaltbild einer hydrostatischen Kraftübertragungsanordnung mit Belastungsausgleich;
- Fig. 2 in schematischer Darstellung den Steuerungsablauf zwischen den Hauptkomponenten des Kraftübertragungssystems;

- Fig. 3 in schematischer Darstellung eine hydraulisch gesteuerte Wegeventilgruppe und
- Fig. 4 eine Betriebssituation von Zählerventilen für eine Bewegungsrichtung eines einzelnen Wegeventils in der Wegeventilgruppe der Fig. 3.

Ein wesentlicher Bestandteil der hydrostatischen Kraftübertragungsanordnung sind die Wegeventile. Insofern soll zunächst der Aufbau eines Ausführungsbeispiels eines derartigen Wegeventils, welches bei der Erfindung zur Anwendung kommt, erläutert werden.

Das Wegeventil enthält, wie aus der Fig. 1 zu ersehen ist, zwei identische Betriebseinheiten für beispielsweise die Bewegungen in beiden Richtungen eines Kolbens 51 einer doppelt wirkenden Kolbenzylinderanordnung 48. Dabei kommt die eine Betriebseinrichtung für die eine Bewegungsrichtung zur Geltung und die andere Betriebseinrichtung für die andere Bewegungseinrichtung. Die Fig. 2 zeigt den Aufbau einer Betriebseinrichtung in einem Wegeventil. Die Betriebseinrichtung enthält als Kolben zwei in Gleitlagern gesteuerte Stäbe 1 und 2. Hohlräume 7 und 8 an den linken Enden der Stäbe 1 und 2 in der Zeichnung sind über Verbindungen 9 und 10 mit einer Tankleitung verbunden. Ein Hohlraum 11 am rechten Ende des Stabes 1 in der Zeichnung ist mit einer Steuerdruckleitung verbunden. Ein Hohlraum 12 am rechten Ende des Kolbens 2 ist über einen Übertragungskanal 13 mit einem ringförmigen Hohlraum 14 verbunden, welcher als Bohrung ausgebildet ist und zur Steuerung des Kolbens 1 dient. Von diesem ringförmigen Hohlraum erstreckt sich ein Kanal 15 innerhalb des Stabes 1 zum Hohlraum 7 und von dort zur Tankleitung. Auch ist ein direkter Zugang vom ringförmigen Hohlraum 14 zum Hohlraum 11, in welchem der Steuerdruck herrscht, an der rechten Seite des Stabes möglich.

Dies hängt von der Stellung des Stabes 1 ab. Wie aus der Fig. 2 zu ersehen ist, besitzt ein Mittelteil 16 des Stabes 1 den geringsten Querschnitt des Stabes 1. An dieser Stelle des Stabes 1 mündet ein Kanal 4. Ein weiterer Kanal 3 ist gegenüber dem Kanal 4 nach links versetzt. Eine Auflagehülse 17 ist zwischen dem Kanal 3 und dem Kanal 4 im Ventilkörper vorgesehen. Ein ringförmiger Flansch 18, welcher in den Stab 1 eingeformt ist, wirkt mit der Auflagefläche der Auflagehülse 17 zusammen. Der Flansch steht dabei von der Seitenfläche des Stabes als Vorsprung ab. Das linke Ende 19 des Stabes 1 ist in einer Zwischenhülse 20 geführt, wobei eine Spiralfeder 21 um den Stab 1 zwischen der Zwischenhülse 20 und dem ringförmigen Flansch 18 am Stab 1 angeordnet ist. Die Spiralfeder drückt den Stab 1 zum Steuerdruckhohlraum 11 hin, d. h. in der Zeichnung nach rechts. Die Druckverringering des Ventils wird durch eine Hülse 22 hervorgerufen (Druckverringeringshülse). Diese befindet sich beim dargestellten Ausführungsbeispiel auf dem Stab 1 (Druckverringeringskolben) und der Zwischenhülse 20. Die Druckverringeringshülse 22 wird durch eine Spiralfeder 23, welche um die Hülse angeordnet ist, in eine die Strömung schneidende Stellung gedrückt (in der Zeichnung nach rechts). Der Innendurchmesser der Druckverringeringshülse 22 ist an seinem rechten Ende größer als in dem Bereich, welcher auf der Außenfläche der Zwischenhülse 20 aufliegt. Auf diese Weise wird eine ringförmige Fläche 24 gebildet. Der Druck, welcher in einem Zwischenraum 25 herrscht, wird durch die Hülse 22 verringert. Der Druckverringeringstab 1 und die Auflagehülse 17 wirken in der Weise auf die Ringfläche 24, daß das Druckverringeringventil geöffnet wird. Die Druckverringeringshülse 22 des Druckverringeringsbereichs ist außerdem mit Strömungsrinnen oder dgl. (in der Zeichnung nicht dargestellt) im Bereich des Zwischenraums 25 ausgestattet, so daß beim Drücken der Druckverringeringshülse 22 in die geöffnete Richtung aufgrund des

im Zwischenraum 25 herrschenden Drucks ein bestimmter Bereich geöffnet ist, welcher vom Zwischenraum 25 in den Kanal 3 führt. Dieser bestimmte geöffnete Durchgangsbereich wird bei einem bestimmten Druck im Zwischenraum 25 ständig gebildet. Dieser geöffnete Bereich definiert zusammen mit dem Druckwert die Fließgeschwindigkeit.

Die unter Druck stehenden Bereiche des Stabes 1, welche mit dem Kanal 4 verbunden sind, sind für beide Bewegungsrichtungen des Stabes 1 gleich, so daß der Druck im Kanal 4 die Bewegungen des Stabes 1 nicht beeinflußt. Dem Steuerdruck und damit der auf das Druckgebiet am Ende des Stabes 1 einwirkenden Kraft steht der Druck im Zwischenraum 25 durch das in diesem Zwischenraum 25 gebildete Druckgebiet entgegen. Dieses Druckgebiet wird gebildet durch den Unterschied des Durchmessers des ringförmigen Flansches 18 am Stab 1 und des Durchmessers des Stabendes 19.

Der Stab 1 ist ein Druckverringerungskolben mit im wesentlichen vier Druckgebieten:

- A1 = das Druckgebiet des Steuerdrucks
- A2 = das Tankdruckgebiet
- A3 = Druckgebiet des Zwischenraums und
- A4 = das Kompensationsdruckgebiet des Gegendrucks der Rückführleitung.

Das Druckgebietsverhältnis A1:A3 definiert den Druck im Zwischenraum 25 mit einem bestimmten Steuerdruckwert wenn man die Kompensation des Drucks in der Rückführleitung 3 nicht berücksichtigt. Bei einem Druckgebietsverhältnis von 4 : 1 wird beispielsweise das Vierfache des Steuerdrucks im Zwischenraum 25 gebildet.

Wenn dieser Druck bestrebt ist anzuwachsen, drückt der auf den Stab 1 einwirkende Kraftausgleich den Stab 1 gegen den Steuerdruck und schneidet die Verbindung zwischen dem Kanal 4 und dem Zwischenraum 25 ab. Wenn in der Rückführleitung 3 ein Druck herrscht, muß der Druckwert des Zwischenraums 25 auf einen entsprechenden Gegenwert anwachsen, damit die gewünschte Druckdifferenz im Druckverringerungsventil vorhanden ist. Dies wird dadurch erreicht, daß ein Verbindungskanal 26 von der Rückführleitung 3 zu einem ringförmigen Hohlraum 27 führt, welcher zwischen dem Stab 1 und einer Hülse 28, welche um das rechte Stabende gelegt ist, gebildet wird. Die Hülse 28 besitzt an ihrer Innenfläche 30 an der linken Seite des ringförmigen Zwischenraums 27 einen größeren Durchmesser als die Innenfläche 29 an der rechten Seite des ringförmigen Zwischenraums 27. Die Durchmesser des Stabes 1 zu beiden Seiten des ringförmigen Zwischenraums 27 entsprechen den Durchmessern der Innenflächen 30 und 29 der Hülse 28, wie aus Fig. 4 zu ersehen ist. Auf diese Weise gewinnt man das Kompensationsdruckgebiet A4 im ringförmigen Zwischenraum 27 an dem Stab 1. Dieses Druckgebiet ist so dimensioniert, daß es dem Druckgebiet A3 des Zwischenraums 25 gleich ist. Auf diese Weise erhöht sich der Druckwert des Zwischenraums 25 mit dem Druckwert in der Rückführleitung 3. Dabei wird eine Druckdifferenz entsprechend dem Steuerdruck und dem gewünschten Strömungsvolumen in dem Drucksteuerungsventil, welches die Strömungsgeschwindigkeit steuert, hervorgerufen.

Die Anordnung am Stab 2 ist im wesentlichen die gleiche wie am Stab 1. Ein Mittelteil 31 des Stabes 2 besitzt den geringsten Querschnitt des Stabes 2, wie aus Fig. 4 zu ersehen ist. Ein Kanal 6 ist auf diesem Bereich um den Stab 2 geöffnet. Ein Kanal 5 ist nach links versetzt zum Kanal 6 angeordnet. Eine Auflagehülse 32 ist zwischen den Kanälen 5 und 6 im Ventilkörper vorgesehen. Ein

Ringflansch 33 wirkt mit der Auflagefläche der Auflagehülse 32 zusammen. Der Ringflansch ist am Stab 2 so angeordnet, daß er von den Stabseiten als Vorsprung absteht. Das linke Stabende 34 des Stabes 2 ist in der dargestellten Ausführungsform durch eine Zwischenhülse 35 geführt. Eine Spiralfeder 36 ist um den Stab 2 zwischen der Zwischenhülse 35 und dem Ringflansch 33 am Stab 2 angeordnet. Die Spiralfeder drückt den Stab 2 gegen den Hohlraum 12 am rechten Stabende des Stabes 2. Der Druckverringerungsquerschnitt des Ventils wird durch eine Hülse 37 gebildet, welche am Druckverringerungsstab 2 und der Zwischenhülse 35 angeordnet ist. Die Druckverringerungshülse 37 wird durch eine um die Hülse angeordnete Spiralfeder 36 in eine die Strömung abschneidende Stellung gedrückt (nach rechts in der Zeichnung). Der Innendurchmesser der Druckverringerungshülse 37 ist an seinem rechten Ende größer als in dem Bereich, welcher auf der Außenfläche der Zwischenhülse 35 aufliegt, so daß eine Ringfläche 39 gebildet wird. Der Druck, welcher in einem durch die Hülse 37, den Stab 2 und die Auflagehülse 32 gebildeten Zwischenraum 40 erzeugt wird, wirkt auf die Ringfläche 39 in der Weise, daß das Druckverringerungsventil geöffnet wird. Die Druckverringerungshülse 37 ist ebenfalls mit Strömungsrinnen oder ähnlichem (in der Figur nicht dargestellt) versehen, und zwar im Bereich des Zwischenraums 40. Wenn daher der Druck im Zwischenraum 40 die Druckverringerungshülse 37 in die geöffnete Richtung hin drückt, ist ein geöffneter Bereich vorhanden, welcher vom Zwischenraum 40 in den Kanal 5 führt. Dies geschieht immer dann, wenn ein bestimmter Druck im Zwischenraum 40 vorhanden ist. Dieser geöffnete Bereich bestimmt zusammen mit dem Druckwert die Strömungsgeschwindigkeit.

Die Druckgebiete an den Verbindungsstellen des Stabes 2 bzw. im Bereich des Kanals 6 sind für beide Bewegungsrichtungen des Stabes 2

gleich, so daß der Druck im Kanal 6 die Bewegungen des Stabes 2 nicht beeinflußt. Dem Druck im Raum 12 und damit der Kraft, welche auf das Druckgebiet am entsprechenden Ende des Stabes 2 zur Einwirkung kommt, steht der Druck im Zwischenraum 40 entgegen. In diesem Zwischenraum 40 wird ein Druckgebiet gebildet durch die Differenz des Durchmessers des Ringflansches 33 am Stab 2 und des Durchmessers des Stabendes 34.

In Anlehnung an die Druckkompensation, welche im Zusammenhang mit dem Stab 1 beschrieben wurde, ist die Anordnung des Stabes 2 in entsprechender Weise vorgenommen. Ein Verbindungskanal 41 führt zu einem ringförmigen Hohlraum 42 zwischen dem Stab 2 und einer Hülse 43, welche um das rechte Stabende angeordnet ist. Die Hülse 43 besitzt an ihrer Innenfläche 45 an der linken Seite des ringförmigen Hohlraumes 42 einen größeren Durchmesser als ihn die Innenfläche 44 auf der rechten Seite vom ringförmigen Hohlraum 42 aufweist. Die Durchmesser des Stabes 2 zu beiden Seiten des ringförmigen Hohlraumes 42 entsprechen den Durchmessern der Innenflächen 45 und 44 der Hülse 43, wie aus Fig. 4 zu ersehen ist. Auf diese Weise wird sowohl im ringförmigen Hohlraum 42 als auch am Stab 2 ein Kompensierungsdruckgebiet gebildet. Dieses Druckgebiet ist so dimensioniert, daß es dem Druckgebiet des Zwischenraums 40 gleich ist. Insofern erhöht sich der Druckwert des Zwischenraums 40 mit dem Druckwert in der Rückführleitung 5. Dabei wird eine Druckdifferenz entsprechend dem Steuerdruck und das gewünschte Strömungsvolumen im Druckverringerungsventil erreicht und die Strömungsgeschwindigkeit gesteuert.

Im Ventilkörper ist ein Kanal 46 vorgesehen, der gegenüber einem Ausschnitt in der Oberfläche 45 der Hülse 43 geöffnet ist. Ein Gegenventil 47 ist im Kanal 46 angeordnet. Dieses Gegenventil erlaubt

eine Strömung vom Stab 2 weg, jedoch verhindert es eine Strömung zum Stab 2 hin. Wenn im Hohlraum 12 ein ausreichender Druck vorhanden ist, bewegt sich der Stab 2 nach links. Ein Bereich des ringförmigen Hohlraums 42 bewegt sich dabei in eine Stellung am Kanal 46, so daß eine Verbindung vom Kanal 5 über den Verbindungskanal 41 zum Kanal 46 vorhanden ist.

Im folgenden soll der Betrieb des Wegeventils anhand der Fig. 3 und 4 erläutert werden. Jedes Wegeventil besitzt vier druckkompensierte Rückschlagventile mit einstellbarem Volumen, welche miteinander in der in Fig. 3 schematisch gezeigten Art und Weise verbunden sind.

Durch das Rückschlagventil wird eine bestimmte Bewegungsrichtung und eine bestimmte Geschwindigkeit der zugeordneten hydraulischen Betätigungseinrichtung erzielt. Dies geschieht unabhängig davon, ob die Belastung, welche auf die Betätigungseinrichtung einwirkt, positiv oder negativ ist. Das Wegeventil, welches beim dargestellten Ausführungsbeispiel der Erfindung zur Anwendung kommt, besitzt außerdem eine Belastungsausgleichsimpulsleitung, durch welche ein notwendiges Ölvolumen, das von der Steuerpumpe zur Betätigungseinrichtung geführt wird, gesteuert wird. Um den Betrieb zu erläutern, ist mit dem Ventil als Betätigungseinrichtung eine Kolbenzylindervorrichtung 48 gezeigt. Wenn der Kolben 51 und die Kolbenstange 52 der Kolbenzylinderanordnung 48 nach links bewegt werden und Drucköl vom Kanal 5 in den Hohlraum 50 der Kolbenzylinderanordnung 48 fließt und aus dem Zylinderhohlraum 49 der Kolbenzylinderanordnung 48 durch den Kanal 4 in die Tankleitung zurückgezogen wird, wird der Steuerdruck im Steuerdruckhohlraum 11 am einen Stabende des Stabes 1 im Rückschlagventil in die Leitung OB3 in Fig. 3 geliefert. Wenn die Belastung negativ ist, mit anderen Worten,

wenn durch die Belastung die gewünschte Bewegung erhöht bzw. beschleunigt wird, reicht es aus, daß der Steuerdruck im Steuerhohlraum 11 die Verbindung vom Kanal 4 zum Kanal 3 öffnet, so daß das Druckmedium aus dem Zylinderhohlraum 49 der Kolbenzylinderanordnung 48 durch den Zwischenraum 25 des Kanals 4 und durch den Kanal 3 in die Tankleitung besetzt wird. Das Auffüllen des Zylinderhohlraums 50 auf der anderen Seite der Kolbenzylinderanordnung 48 erfolgt durch ein Saugventil - ein Rückschlagventil, welches die freie Strömung aus der Tankleitung in den Kanal 5 erlaubt, jedoch eine Strömung in entgegengesetzter Richtung unterbindet - direkt aus der Tankleitung. Bei positiver Belastung, mit anderen Worten die von der Belastung ausgehende Kraft ist entgegengesetzt zur erwünschten Bewegungsrichtung, reicht die normale Öffnungsbewegung des Stabes 1 des Rückschlagventils nicht aus. Der Steuerdruck muß erhöht werden, so daß der Stab 1 so weit bewegt wird, bis der Steuerdruck im Steuerdruckhohlraum durch den Übertragungskanal 13 auch im Hohlraum 12 am rechten Stangenende zur Auswirkung kommt. Der dabei im Hohlraum 12 entstehende Druck öffnet das Rückschlagventil, so daß die Verbindung vom Kanal 6 zum Kanal 5 geöffnet ist. Wenn die Pumpe dann nicht genügend Druckmedium erzeugt, wird der auf der Druckseite des Rückschlagventils befindliche Stab 2 bei weiterem Anwachsen des Steuerdrucks überkompensiert, so daß der Stab 2 durch den Steuerdruck so weit verschoben wird, bis die Verbindung vom Kanal 5 durch den Verbindungskanal 41 zum Kanal 46 geöffnet ist und so eine Verbindung von Kanal 5 zur Belastungsausgleichsimpulsleitung durch das Rückschlagventil 47 gebildet wird. Die Produktion der Steuerpumpe wird durch die Belastungsausgleichsimpulsleitung hervorgerufen, so daß das von der Pumpe erzeugte Ölvolumen für die Betätigungseinrichtung bzw. Betätigungseinrichtungen ausreicht. Wenn für die in der Fig. 3 gezeigte Kolbenzylinderanordnung 48 eine Bewegung der Kolbenstange 52 in Pfeilrichtung erwünscht ist, d.h.

wenn eine Bewegungsrichtung der Kolbenstange 52 nach außen erwünscht ist, wird der Kanal OA3 des Wegeventils mit dem Steuerdruck beaufschlagt. Ein Rückschlagventil VT verbindet die Ausflußseite, um die gewünschte Bewegungsrichtung zu erhalten, d.h. den Zylinder-
raum 50 auf der Seite der Kolbenstange 52 mit der Tankleitung. Das Rückschlagventil VT besitzt ein gesteuertes Volumen, d.h. daß ein zum Steuerdruck proportionaler Ölfluß durch dieses hindurchfließen kann. Bei negativer Belastung, mit anderen Worten wenn die Belastung die gewünschte Bewegung unterstützt, ist es notwendig, daß das Rückschlagventil VT geöffnet ist, um die gewünschte Bewegung hervorzurufen. Das Anfüllen des anderen Zylinderhohlraums 49 erfolgt durch das Saugventil aus der Tankleitung. Bei positiver Belastung, bei welcher die Bewegung durch Verbindung des Zylinderhohlraums 50 auf der Ausflußseite mit der Tankleitung nicht unterstützt wird, erfolgt eine Übereinstellung im Rückschlagventil VT aufgrund des erhöhten Steuerdrucks. Die Übereinstellung öffnet den Kanal des Zylinderhohlraums 49 an der Einströmseite zur Druckleitung, welche über das Ventil VP von der Pumpe kommt. Auf diese Weise öffnet der Steuerdruck OA3 die Ventile VT und VP, während das Saugventil geschlossen bleibt.

Wenn nicht genügend Druck in der Pumpenleitung vorhanden ist, erfolgt eine Übereinstellung im Ventil VP bei anwachsendem Steuerdruck. Das bedeutet, daß der Kanal B3 an der Stoßseite des Zylinders mit der Belastungsausgleichsimpulsleitung verbunden wird, so daß der in dieser Leitung vorhandene Druck die Pumpenproduktion so einstellt, daß für die gewünschte Bewegung genügend Druckmedium erzeugt wird.

Die Rückschlagventile, welche mit der Tankleitung des Wegeventils verbunden sind, enthalten ständig den Teil, welcher das Strömungsvolumen steuert. Dies ist jedoch nicht immer der Fall für die Rückschlagventile auf der Druckseite. Die Drucksteuerung erfolgt über den Übertragungskanal 13, wobei jedoch hierfür auch eine mechanische Vorrichtung vorhanden sein kann.

809821/0965

Im folgenden wird ein Ausführungsbeispiel einer hydrostatischen Kraftübertragungsanordnung mit Belastungsausgleich gemäß der Erfindung beschrieben. Unter einer hydrostatischen Kraftübertragungsanordnung mit Belastungsausgleich versteht man eine solche, in welcher eine gewünschte Bewegungsrichtung und die Bewegungsgeschwindigkeit durch Steuerimpulse definiert sind und in welcher die Anordnung die Kraft und die Drehzahl des Antriebsmotors in Abhängigkeit von der Belastungssituation selbsttätig einstellt.

Aus dem hydraulischen Flußdiagramm in Fig. 1 ist ein Ausführungsbeispiel ersichtlich, bei welchem ein Dieselmotor 53 zwei Hydraulikpumpen 54 und 55 mit einstellbaren Volumina antreibt. Betätigungseinrichtungen 68 und 69 halten die Einstellwinkel der Pumpen 54 und 55 bei Normalbetrieb in maximaler Stellung, so daß der Dieselmotor mit einer möglichst niedrigen Drehzahl läuft. Die Hydraulikpumpen 54 und 55 bewegen Drucköl in den zugeordneten hydraulischen Kreisläufen, und zwar im Normalbetrieb durch die hydraulisch gesteuerten Richtventile 70 und 71, die Betätigungseinrichtungen 68 und 69, Drosselstellen 72 und 73, einen Kanal 74, welcher in einen Tank 75 mündet, aus welchem die Pumpen 54 und 55 wiederum Drucköl entnehmen. Die Hauptströmungsleitungen 60 und 61 führen aus den hydraulischen Kreisläufen zu Wegeventilgruppen 56 und 57, durch welche, wie aus Fig. 1 zu ersehen ist, das aus den Hauptströmungsleitungen 60 und 61 kommende Drucköl den Betätigungseinrichtungen, welche an das Übertragungssystem angeschlossen sind, zugeführt wird. Die Ölzufuhr wird dabei durch Ventile 58 und 59 der Wegeventilgruppe, welche jedem Kreislauf zugeordnet ist, gesteuert. Auf diese Weise wird die Bewegungsrichtung und die Bewegungsgeschwindigkeit der Betätigungseinrichtung, welche durch Steuerimpulse der Ventile 58 und 59 definiert ist, hervorgerufen.

Das hydrostatische Kraftübertragungssystem mit Belastungskompensierung gemäß der Erfindung sieht einen Steuerimpuls vor, der an die Wegeventile 58 und 59 der jeweiligen Betätigungseinrichtung gelegt ist. Es findet in diesen Ventilen ein Vergleich zwischen der gewünschten und der tatsächlichen Bewegung statt. Wenn ein Unterschied bei diesem Vergleich auftritt, wird ein Steuerimpuls vom Wegeventil 58 und/oder 59 durch die Belastungsausgleichsimpulsleitung 66 und/oder 67 dem Steuer- bzw. Betätigungsglied 65 zugeführt, welches die Drehzahl des Antriebsmotors 53 durch entsprechende Einstellung eines Einstellglieds 64, beispielsweise der Einspritzpumpe des Dieselmotors entsprechend verstellt. Insofern stellt das System die Drehzahl des Antriebsmotors aufgrund der vorhandenen Belastungssituation mit Hilfe der Belastungsausgleichsimpulse, welche durch die Leitungen 66 und/oder 67 geleitet werden, automatisch ein. Die Belastungsausgleichsimpulse werden in Abhängigkeit von der jeweiligen Belastungssituation erzeugt. Eine Drosselstelle 76 ist zwischen den Kraftbedarfsleitungen 66 und 67 und dem Tank vorgesehen. Jede Leitung 66 und 67 besitzt außerdem ein Rückschlagventil 77 und 78, welches den Druckölfluß in den Kraftbedarfsleitungen 66 und 67 nur in Richtung von den Wegeventilgruppen 56 und 57 zum Steuer- bzw. Betätigungsglied 65 hin erlauben.

Die Steuereinrichtungen der Pumpen 54 und 55 enthalten eine hydraulische Steuereinheit zur Steuerung der Maximalkraft, wodurch eine Überlastung des Drehmoments der Antriebsmaschine 53 verhindert wird. Die Steuereinrichtungen umfassen auch eine Verringerung des Maximaldrucks der Hydraulikflüssigkeit. Insofern sind Druckverminderungsventile 62 und 63 in den Hauptströmungsleitungen 66 und 61 vorgesehen. Die Ventile 62 und 63 sind zur Steuerung von Betätigungsgliedern 68 und 69 der Pumpen 54 und 55 vorgesehen, wie aus dem hydraulischen Flußbild der Fig. 1 hervorgeht. Wenn beispielsweise die Produktion der Pumpe 54 im oberen hydraulischen Kreislauf der

Fig. 1 zu hoch ist und der Druck in diesem Kreislauf bis zum maximalen Druckwert des Druckverminderungsventils 62 anwächst, öffnet das Ventil 62, so daß das Drucköl durch es hindurchfließen kann. Der Druck in der Leitung zwischen dem Ventil 62 und der Drosselstelle 72 erhöht sich dann und das Betätigungsglied 68 verringert den Einstellwinkel der Pumpe 54, so daß die Produktion der Pumpe verringert wird.

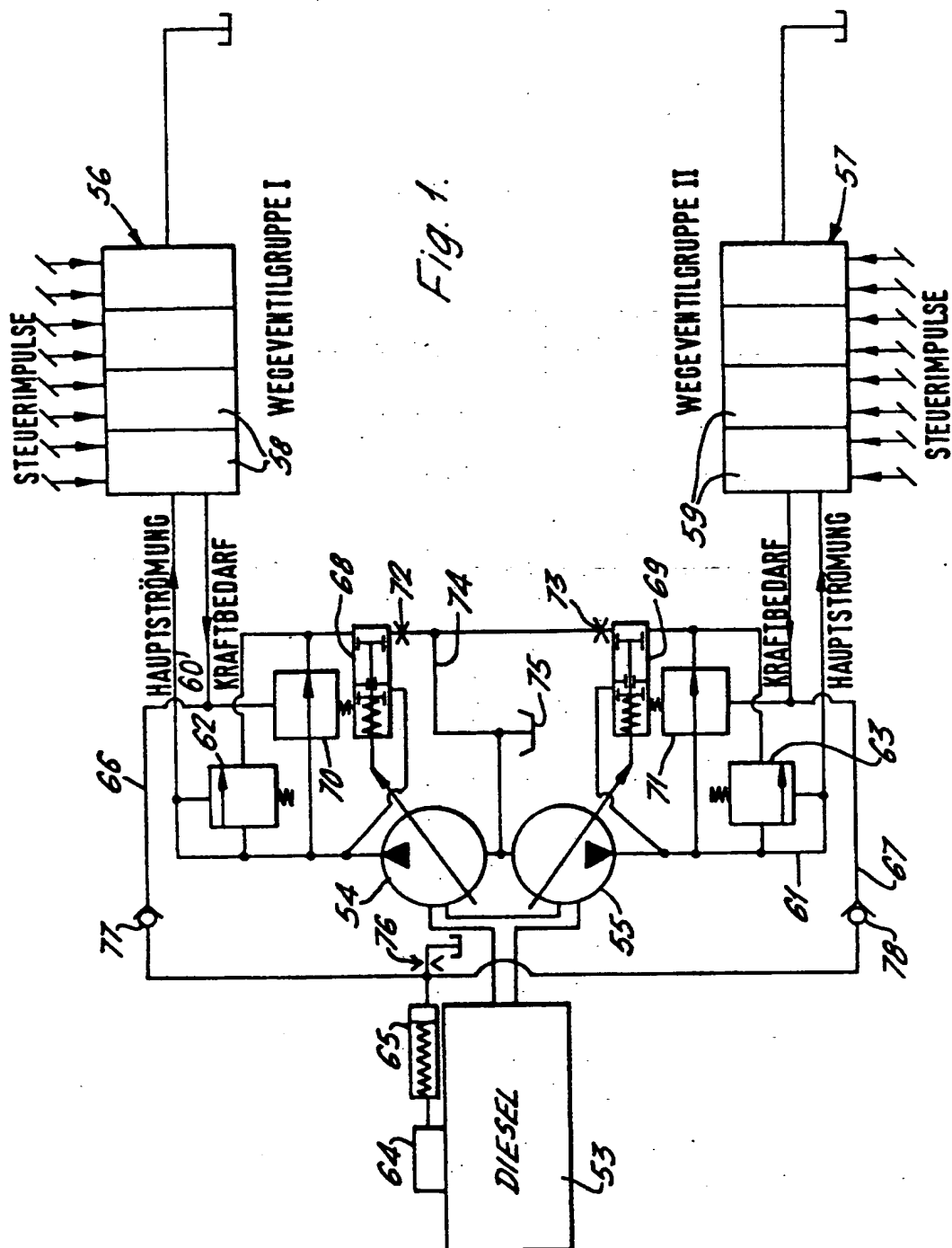
Die Pumpen 54 und 55 besitzen eine Einstellmöglichkeit für den Einstellwinkel auf der Basis des Belastungsausgleichsimpulses. Diese Einstellmöglichkeit wird zur Verringerung der Produktion verwendet wenn die Drehgeschwindigkeit des Antriebsmotors momentan zu hoch ist bzw. wenn das System mehrere Pumpen aufweist. Eine Überproduktion der anderen Pumpen wird dabei durch die Belastungsausgleichsimpulssteuerung für jede Pumpe unterbunden.

Nummer: 27 51 003
 Int. Cl.²: F 16 B 13/02
 Anmeldetag: 18. November 1977
 Offenlegungstag: 24. Mai 1978

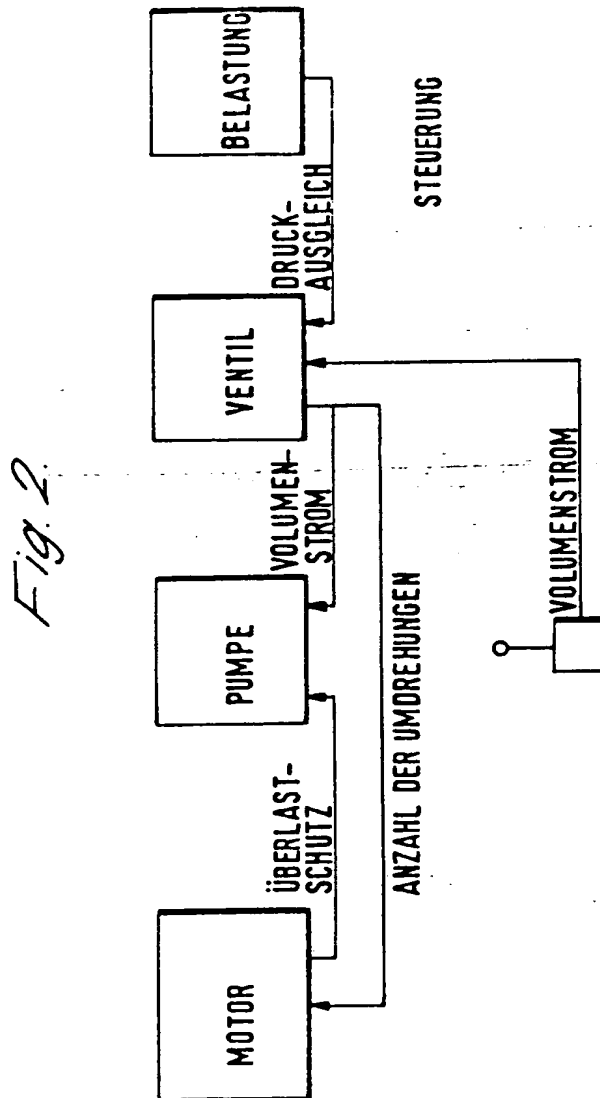
2751663

NACHGERECHT

- 23 -



809821/0865



809821/0965

Fig. 3.

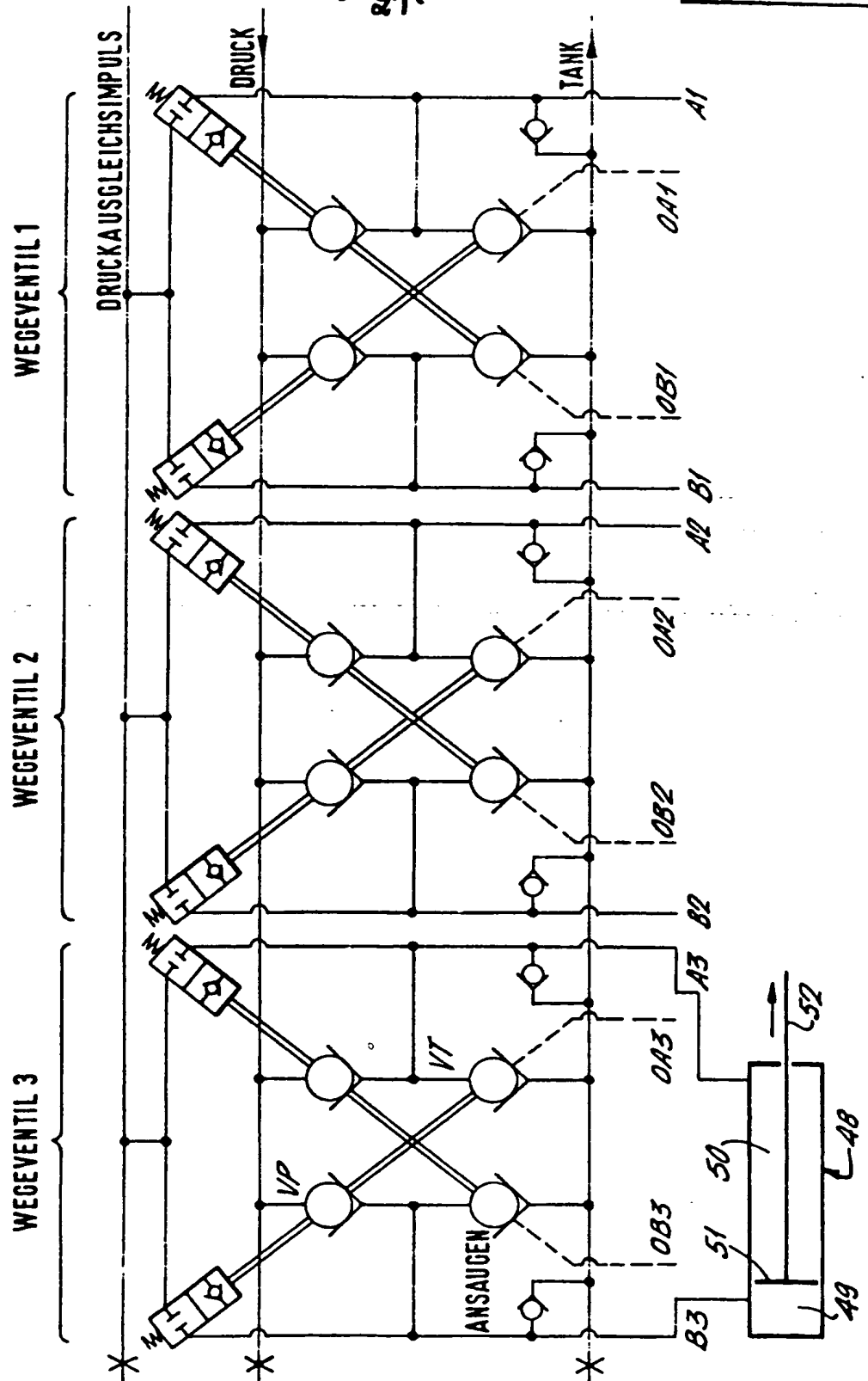


Fig. 4.

